

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
Кафедра: «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой
_____ М. П. Головин
« ____ » _____ 2018 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

15.03.05 - Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Тема: «Разработка расчетной модели для определения жесткости
зацепления»

Руководитель _____
подпись, дата

старший преподаватель Р.С. Лукин

Выпускник _____
подпись, дата

Г. Ю. Кузьмина

Красноярск 2018

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ.....	3
1 Информационный обзор.....	4
1.1 Описание исходных данных.....	4
1.2 Многопарность зубчатого зацепления.....	5
1.3 Расчет коэффициента торцевого перекрытия.....	6
1.4 Аналитический расчет жесткости.....	9
1.5 Сравнение методов эксперимента.....	9
1.1.1 Классический.....	9
1.1.2 Статический.....	10
1.1.3 Морфологический.....	10
2 Создание расчетной модели и верификация сетки.....	12
2.1 Верификация сетки.....	16
2.2 Результат базового расчета.....	19
3 Исследование влияния различных параметров на жесткость зубчатого зацепления.....	20
3.1 Результаты расчетов.....	20
4 Исследование жесткости зацепления в процессе вращения.....	25
4.1 Разработка модели.....	25
4.2 Результаты расчетов для различных вариантов.....	29
ЗАКЛЮЧЕНИЕ.....	35
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ.....	36
ПРИЛОЖЕНИЕ А (обязательное) Результаты расчета коэффициента торцевого перекрытия и жесткости аналитическим методом.....	37
ПРИЛОЖЕНИЕ Б (обязательное) Верификация сетки.....	39
ПРИЛОЖЕНИЕ В (обязательное) Напряжения в контактах.....	41
ПРИЛОЖЕНИЕ Г (обязательное) Сравнение графиков приведенной жесткости от времени.....	45
ПРИЛОЖЕНИЕ Д (обязательное) Сравнение графиков углового отставания от времени.....	46
ПРИЛОЖЕНИЕ Е (обязательное) Сравнение графиков мгновенного передаточного от времени.....	47
ПРИЛОЖЕНИЕ Ж (обязательное) Эпюры напряжений в разные моменты времени для динамического анализа.....	48

ВВЕДЕНИЕ

Динамические характеристики привода являются одним из главных параметров, влияющих на точность его работы. Для анализа динамических характеристик привода необходимо оценить жёсткость и массовые характеристики каждого из его элементов. Одним из элементов привода, который наиболее сильно влияет на его жёсткость, является зубчатая передача [1], по причине того, что она обладает переменной жёсткостью в процессе вращения.

Существуют аналитические зависимости [2, С. 156] позволяющие оценивать жёсткость зацепления по геометрическим параметрам. Данная зависимость представлена ниже.

$$j = \frac{b * (0,9\varepsilon_{\alpha} + 0,038\varepsilon_{\beta}) * (0,5d_1)^2 * (\cos \alpha)^2}{K_Z}, \quad (1)$$

где $K_Z = 3,6 * 10^{-11}$ м²/Н – упругая деформация пары зубьев при действии единичного нормального давления, приложенного на единицу ширины зуба;

α – угол профиля;

ε_{α} – коэффициент торцевого перекрытия;

ε_{β} – коэффициент осевого перекрытия.

Однако данная аналитическая зависимость не учитывает переменную жесткость зацепления в процессе вращения (не учитывает изменение площади контакта при распределении нагрузки между зубьями). Также в литературе не представлено ограничений по данной формуле.

Целью работы является получение значений жесткостей зубчатых зацеплений передач, входящих в состав лабораторной установки.

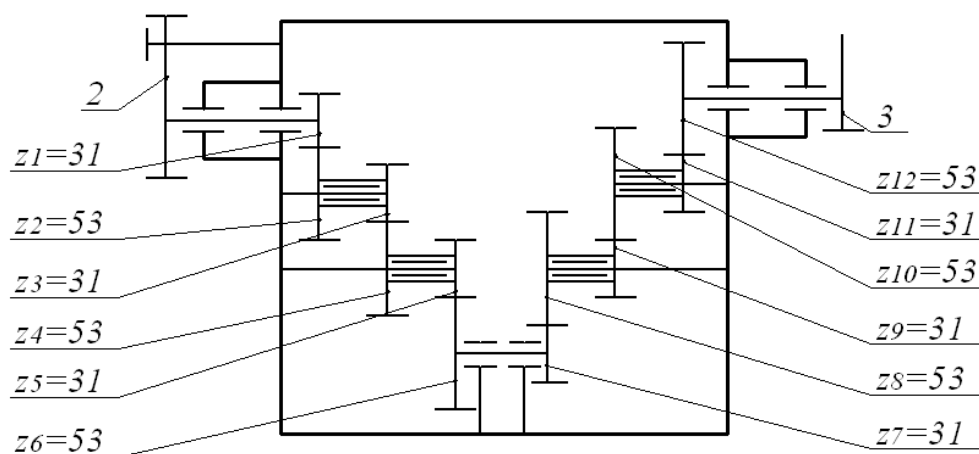
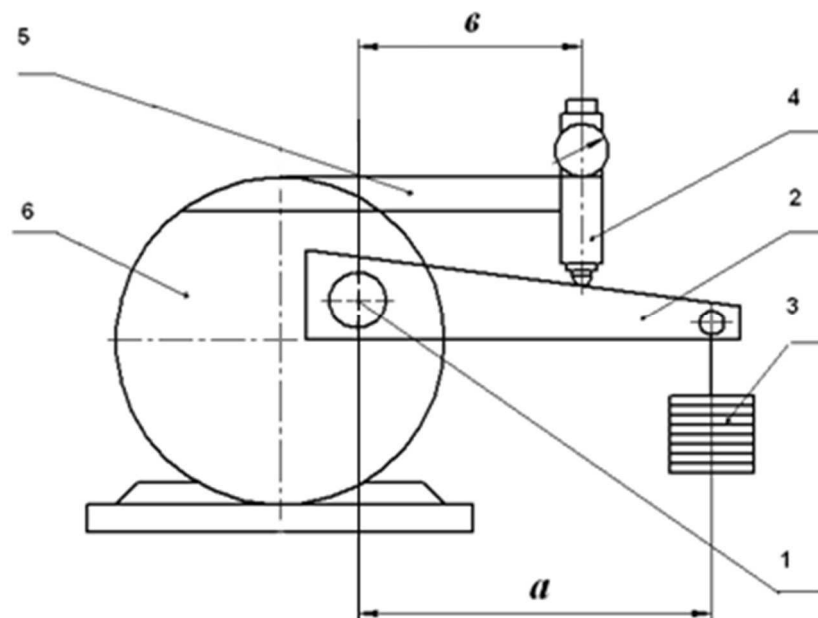
Для достижения данной цели были решены следующие задачи:

1. Дать рекомендации по выбору размера элемента в контакте при расчете зацепления передач;
2. Исследовать влияние различных параметров на жесткость зубчатого зацепления;
3. Определить значения жесткостей зубчатых передач.

1 Информационный обзор

1.1 Описание исходных данных

Лабораторный стенд, схема которого представлена на рисунке 1, выполнен на базе учебного многоступенчатого цилиндрического редуктора. Кинематическая схема редуктора приведена на рисунке 2.



На тихоходном валу 1 редуктора 6 закреплен приводной рычаг 2, к которому крепится державка 3 со сменными грузами. Быстроходный вал редуктора застопорен. Смещение приводного рычага 2 под действием нагрузочного момента регистрируется индикатором часового типа 4, укрепленном на кронштейне 5.

Параметры установки представлены в таблице 1.

Таблица 1 – Параметры лабораторного стенда

Название параметра	Обозначение	Значение
Передаточное число редуктора	U	24,97
Максимально допустимый нагрузочный момент, Н*м	$T_{\text{РМАХ}}$	3,2
Плечо приводного рычага, м	a	0,322
Плечо установки индикатора, м	b	0,23
Сила тяжести одного груза, Н	G	0,09
Габаритные размеры установки, мм	$B \times H \times L$	180x200x360

1.2 Многопарность зубчатого зацепления

Цилиндрические зубчатые передачи служат для преобразования вращательного движения при параллельных осях вращения пары зубчатых колес.

Зубчатым зацеплением называется процесс передачи движения в кинематической паре, образованной зубчатыми колесами передачи, при этом сама передача движения осуществляется боковыми поверхностями зубьев, находящимися в контакте [3].

Существенно повысить качество зубчатых передач можно используя передачи с многопарным зацеплением зубьев.

Зубчатая передача называется многопарной, если в постоянном зацеплении находится более одной пары зубьев. У таких передач длина активной линии зацепления AD (Рисунок 3) больше двух шагов зацепления AB , т.е. коэффициент торцевого перекрытия ε_{α} , характеризующий отношение AD к AB и определяющий парность зацепления, должен быть больше двух. Вследствие одновременного контакта двух или более пар зубьев нагрузка на зубья в многопарной передаче будут меньше, чем при однопарном зацеплении, а пересопряжение зубьев будет плавным. В результате многопарного контакта зубьев повышается несущая способность и износостойкость передачи, уменьшаются ее виброактивность и шумность. Это позволяет повысить прочность и ресурс передач, уменьшить их габариты и массу, использовать менее прочные и виброактивные материалы, например, чугун, порошковые и композитные материалы и т.д., т.е. значительно расширить возможности проектирования зубчатых передач с оптимальными технико-экономическими показателями и свойствами для конкретного применения [4].

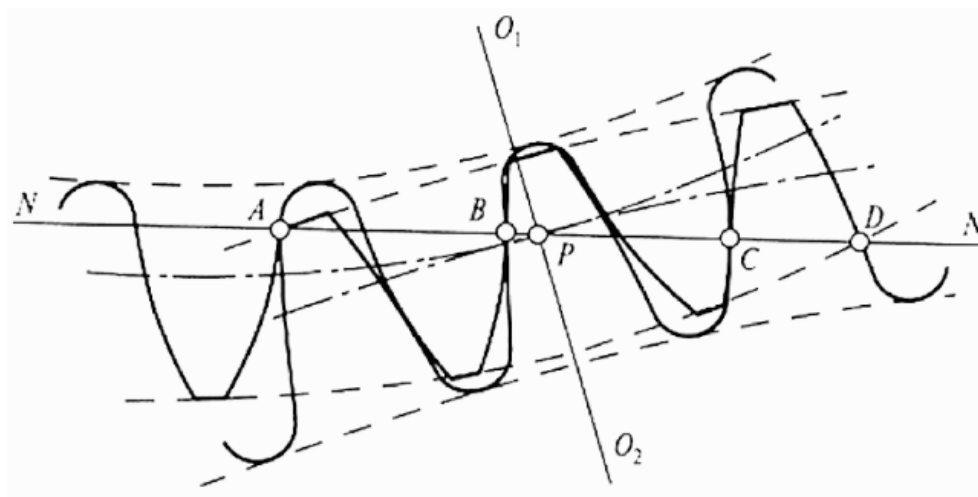


Рисунок 3 – Схема многопарного зацепления зубчатых колес

1.3 Расчет коэффициента торцевого перекрытия

Коэффициент торцевого перекрытия находится по формуле [5]

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_1 \operatorname{tg} \alpha_{a1} + z_2 \operatorname{tg} \alpha_{a2} - (z_1 + z_2) \operatorname{tg} \alpha_{tw}}{2\pi}, \quad (2)$$

где α_a – угол профиля зуба в точке на окружности вершин,

z_1 – число зубьев шестерни,

z_2 – число зубьев колеса,

α_{tw} – угол зацепления.

Угол зацепления

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a}{a_w} \cos \alpha_t\right), \quad (3)$$

где a – делительное межосевое расстояние,

a_w – межосевое расстояние,

α_t – угол профиля.

Делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{(z_1 + z_2)m}{2 \cos \beta}, \quad (4)$$

где m – модуль,

β – угол наклона.

Угол профиля зуба в точке на окружности вершин

$$\alpha_a = \arccos\left(\frac{d_b}{d_a}\right), \quad (5)$$

где d_b – основной диаметр,
 d_a – диаметр вершин зубьев.
 Диаметр вершин зубьев

$$d_a = d + 2(h_a^* + x - \square y)m, \quad (6)$$

где d – делительный диаметр,
 h_a^* – коэффициент высоты головки,
 x – коэффициент смещения,
 $\square y$ – коэффициент уравнительного смещения.
 Коэффициент уравнительного смещения

$$\square y = x_\Sigma - y, \quad (7)$$

где x_Σ – коэффициент суммы смещений,
 y – коэффициент воспринимаемого смещения.
 Коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_w - a}{m} \quad (8)$$

Основной диаметр

$$d_b = d \cos \alpha_t, \quad (9)$$

Делительный диаметр

$$d = \frac{mz}{\cos \beta}, \quad (10)$$

Угол профиля

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}\right), \quad (11)$$

Коэффициент суммы смещений

$$x_\Sigma = x_1 + x_2, \quad (12)$$

где x_1 – коэффициент смещения шестерни,
 x_2 – коэффициент смещения колеса.

Формула (2) справедлива, если отсутствует интерференция зубьев и верхняя точка активного профиля совпадает с точкой профиля на окружности вершин.

Для прямозубых передач рекомендуется $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,2$.

Для косозубых передач рекомендуется $\varepsilon_{\alpha} \geq 1,0$.

На основе анализа зависимостей, приведенных выше, можно сделать следующие выводы:

1. Значение коэффициента торцевого перекрытия ε_{α} не зависит от величины модуля зубьев. Это положение позволяет распространить преимущества многопарного зацепления на весь размерный ряд зубчатых передач;
2. Величина коэффициента ε_{α} зависит от значений всех исходных параметров передачи (кроме модуля, коэффициента радиального зазора и ширины зубчатого венца) и определяется их взаимным сочетанием и граничными условиями существования зацепления.

Было решено проследить зависимость коэффициента торцевого перекрытия от угла профиля и коэффициента смещения. Для этого по исходным данным (Исходные данные приведены ниже (Таблица 2)) были рассчитаны коэффициент торцевого перекрытия по формуле (2) и построена поверхность зависимости коэффициента торцевого перекрытия от угла профиля и коэффициента смещения шестерни, которая показана на рисунке ниже (Рисунок 4).

Таблица 2 – Исходные данные

Коэффициент смещения шестерни	Угол профиля зуба, град		
	15	20	25
-0,9	-	-	-
-0,6	+	+	+
-0,3	+	+	+
0	+	+	+
0,3	+	+	+
0,6	+	+	+
0,9	-	+	+

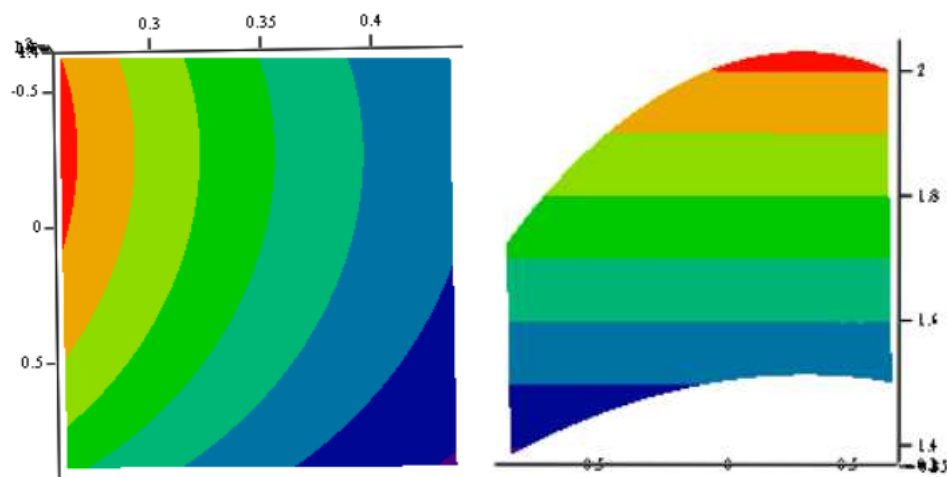


Рисунок 4 – Поверхность заивсмости коффицента торцевого перекрытия от коэффицента смещения и угла профиля в радианах

1.4 Аналитический расчет жесткости

По формуле (1) рассчитали жесткость для всех расчетных случаев и построили поверхность зависимости приведенной жесткости от коэффициента смещения и угла профиля зуба (Рисунок 5)

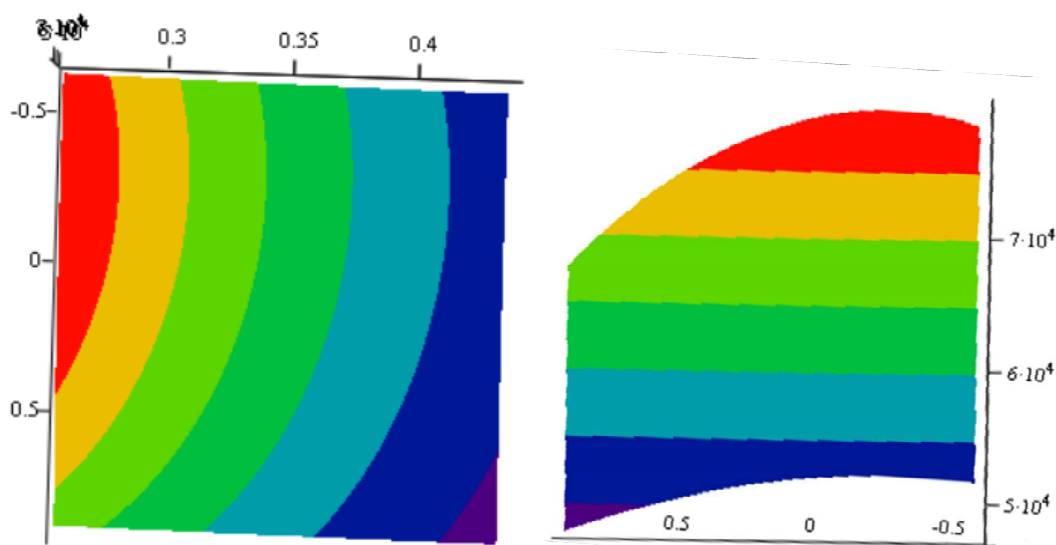


Рисунок 5 – Поверхность зависимости приведенной жесткости от коэффицента смещения и угла профиля

1.5 Сравнение методов эксперимента

1.1.1 Классический

При классическом методе поочерёдно меняется каждый фактор до определения частичного максимума при постоянном значении всех факторов.

Число опытов, необходимое для нахождения оптимальных условий процесса, зависит от числа факторов, взаимного влияния факторов и числа вариаций каждого из них. Минимальное число опытов будет соответствовать

предположению, что взаимодействие факторов отсутствует, а максимальное число опытов будет соответствовать предположению, что оптимальное значение любого фактора будет существенно меняться в зависимости от взаимодействия всех остальных. Например, при четырёх факторах и пяти вариациях минимально необходимое число опытов будет $5^4 = 625$.

Область применения классического метода ограничивается нахождение частных зависимостей между двумя-тремя параметрами. Эти зависимости представляют интерес, главным образом для теоретической интерпретации, особенно в случае наличия двух или нескольких экстремумов. В этом случае необходимо получить экспериментальные точки во всем диапазоне изменения параметра.

Если целью исследования является нахождение оптимальных условий процесса, классический метод оказывается неэффективным.

1.1.2 Статический

Методы статистического планирования экспериментов основаны на одновременной смене многих факторов, при этом планы экспериментов допускают такую следующую статистическую обработку данных, которая позволяет выделить влияние каждого отдельного фактора и их совокупности на изменение исходных параметров процесса. Метод статистического планирования можно применять при таких ограничивающих условиях:

- существует выходной параметр процесса, который количественно и однозначно определяет его эффективность (возможно при ограничениях, налагаемых на другие выходные параметры);
- функция отклика непрерывная, то есть при изменении значений факторов функция цели изменяется непрерывно;
- функция отклика имеет один экстремум, то есть существует одно оптимальное соотношение факторов, при котором функция цели имеет максимальное (минимальное) значение;
- известны все факторы, существенно влияющие на процесс, и эти факторы управляемые, то есть возможно изменять их значения по предварительно составленному плану;
- результаты экспериментов воспроизводимые: ошибка воспроизводимости существенно меньше изменения выходного параметра под влиянием заданного изменения значений факторов с учётом ошибки, вносимой точностью поддержания факторов на заданном уровне.

1.1.3 Морфологический

Морфологический анализ основан на подборе возможных решений для отдельных частей задачи (так называемых морфологических признаков, характеризующих устройство) и последующем систематизированном получении их сочетаний.

Основные этапы применения метода:

1. Выясняется цель задачи — поиск вариантов функциональных схем, либо принципов действия, структурных схем, конструктивных разновидностей разрабатываемой системы. Возможно исследование одновременно по нескольким признакам.
2. Выделяют узловые точки (оси, отдельные части задачи), которые характеризуют разрабатываемую систему с позиции ранее сформулированной цели. Это могут быть частные функции подсистем, принципы их работы, их форма, расположение, характеристики и свойства. Удобно предварительно построить соответствующую блок-схему (функционирования, принципа действия, структурную схему), элементы которой и образуют узлы.

Количество узлов обычно выбирается из условия обозримости и реальности анализа получаемых впоследствии вариантов. Удобно задачу решать в ряд этапов: сначала по ограниченному числу наиболее важных узловых точек, а затем — для дополнительных, второстепенных или выявленных в ходе анализа и представляющих интерес новых узлов.

3. Для каждой узловой точки предлагаются варианты решений: либо исходя из личного опыта, либо беря их из справочников и баз данных (то есть на каждую ось нанизываются возможные решения).

Варианты должны охватывать всю область возможных решений для данной узловой точки. Но чтобы задача была обозримой, рекомендуется сначала выделять укрупненно-обобщенные группы вариантов, которые при необходимости впоследствии конкретизируются.

4. Проводят полный перебор всех вариантов решений (каждый раз берут по одному варианту для каждой оси) с проверкой комбинаций на соответствие условиям задачи, на несовместимость отдельных вариантов в предлагаемой их общей группе, на реализуемость и иные условия.

Для дальнейшего анализа будет использоваться морфологический метод ввиду простоты его реализации. При этом, для сокращения количества экспериментов, были отброшены такие параметры, как модуль и коэффициент радиуса ножки зуба, оказывающие либо линейное влияние, либо вовсе не оказывающих оно.

[Изъяты главы 2-4]

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В ходе бакалаврской работы были выполнены следующие задачи:

1. Дать рекомендации по выбору размера элемента в контакте при расчете зацепления передач;
2. Исследовать влияние различных параметров на жесткость зубчатого зацепления;
3. Определить значения жесткостей зубчатых передач.

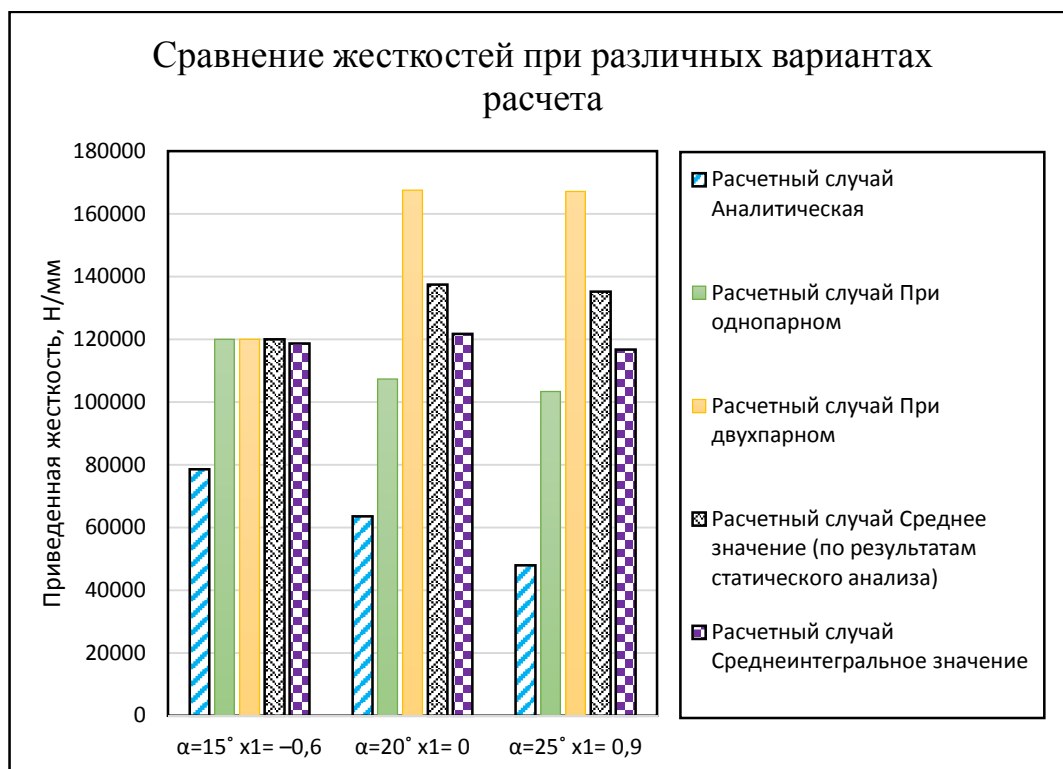


Рисунок 42 – Сравнение жесткостей при различных вариантах расчета

Полученные значения жесткостей, определенных методом конечных элементов, более, чем в 1,5–2 раза превышают аналитические значения. Данный факт говорит о том, что не учтено много факторов расчетной модели, а также не учтено аналитической моделью геометрической формы зуба. Полученные результаты, а также анализ временных ресурсов, затраченных на их получение, говорят о том, что в модели лабораторной установки для сухих передач наиболее рационально применять жесткость однопарного зацепления.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Применение критериев динамического качества для оценки работоспособности зубчатых передач / М.Г. Гришечкина, А.Н. Щепин, А.А. Иптышев [и др.] // Вестник СибГАУ. 2017. Том 18, №1. С. 33-39.
2. Лимаренко Г.Н. Методология проектирования реечных передач для машин с автоматизированным приводом: монография / Г.Н. Лимаренко. Красноярск: Сибирский федеральный университет, 2010. 363 с.
3. Зубчатые передачи : справочник / Е. Г. Гинзбург [и др.] под общ. Ред. Е. Г. Гинзбурга. – 2-е изд., перераб. и доп. – Л.: Машиностроение. Ленингр. отделение, 1980. – 416 с.
4. Мельников В.З. Зубчатые передачи с многопарным зацеплением: учебное пособие / В.З. Мельников. – М.: МГИУ, 2006. 60 с.
5. ГОСТ 16532-70 Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчет геометрии – Введ. 01.01.1972 – Москва: Издательство стандартов, 1983. – 47с.
6. Джонсон К. Механика контактного взаимодействия. М.: Мир, 1989. 510 с.
7. Калинин, Д.В., Темис, Ю.М. Моделирование нелинейных колебаний цилиндрических зубчатых передач авиационных приводов / Д.В. Калинин, Ю.М. Темис // Вестник Самарского государственного аэрокосмического университета / Центральный институт авиационного моторостроения имени П.И. Баранова. – г. Москва; 2015. – Т. 14, №3. – С. 193–202

[Приложения А-Ж изъяты]

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Политехнический институт
Кафедра: «Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств»

УТВЕРЖДАЮ

Заведующий кафедрой

М. П. Головин

«15» июня 2018 г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

15.03.05 - Конструкторско-технологическое обеспечение
машиностроительных производств

Тема: «Разработка расчетной модели для определения жесткости
зацепления»

Руководитель


14.06.18
подпись, дата

старший преподаватель Р.С. Лукин

Выпускник


14.06.18
подпись, дата

Г. Ю. Кузьмина

Красноярск 2018